



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA

TRAVELLING CRAB

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Odehnal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jiří Odehnal
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Jeřábová kočka

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh a výpočet zdvihového ústrojí jeřábové kočky.

Technické parametry:

- nosnost 10 000 kg,
- zdvih 6 m,
- rychlost zdvihu 0,05 m.s⁻¹,
- rychlost pojezdu 0,267 m.s⁻¹.

Cíle bakalářské práce:

Provést výpočet hlavních rozměrů pro zadané parametry.

Provést pevnostní výpočet kladnice.

Vypracovat výkresovou dokumentaci sestavy kladnice s rozpiskou - kusovníkem.

Nakreslit detaily: lanová kladka, příčník, matice háku, čep.

Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).

Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

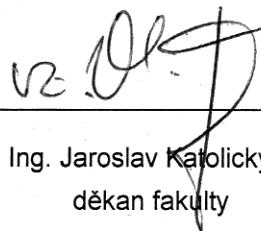
LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 1. 11. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje návrhu zdvihového ústrojí jeřábové kočky s nosností 10 000 kg. Dle zadaných parametrů jsou vypočteny rozměry lana, lanového bubnu, vyrovnávací kladky a hlavních dílů kladnice, kterými jsou vodící kladky, čep kladek, bočnice a příčník. Práce dále obsahuje pevnostní kontrolu lanového bubnu a jednotlivých dílů kladnice, návrh pohonu zdvihového ústrojí a výkresovou dokumentaci sestavy kladnice a vybraných dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdvihové ústrojí, jeřábová kočka, nosnost, lano, lanový buben, vyrovnávací kladka, kladnice, vodící kladka, čep kladek, bočnice, příčník, pevnostní kontrola, pohon, výkresová dokumentace

ABSTRACT

This Bachelor's thesis deals with the design of a crane crab lifting gear with a load capacity of 10, 000 kg. Based on the entered parameters, the rope, rope drum, balancing pulley, and the block pulley's main body parts, such as guide pulley, piston pins, side rails and crosspiece, are calculated. The thesis also includes a strength check of the rope drum and the individual parts of the block pulley, the draft of the lifting gear's drive as well as the drawings of the block pulley set and selected parts.

KEYWORDS

Lifting gear, crane crab, load capacity, rope, rope drum, balancing pulley, block pulley, guide pulley, piston pins, side rails, crosspiece, strength control, drive, drawing documentation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ODEHNAL, J. *Jeřábová kočka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 48 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jiří Odehnal



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Kladkostroj	12
1.1 Kladkový převod.....	12
1.2 Účinnost kladkostroje	12
2 Návrh lana.....	13
2.1 Zatížení od statických sil	13
2.2 Zatížení od svislých setrvačných sil	13
2.3 Zatížení v ose lana	13
2.4 Jmenovitá únosnost lana	14
2.5 Volba lana	14
3 Lanové kladky	15
3.1 Teoretický průměr vodící kladky.....	15
3.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	15
3.3 Teoretický průměr vyrovnávací kladky	15
3.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky.....	15
4 Lanový buben	16
4.1 Návrh průměru lanového bubnu	16
4.2 Výpočet navíjené délky lana v jedné větvi lanového systému	17
4.3 Počet závitů lana v jedné větvi lanového systému.....	17
4.4 Délka lanového bubnu	17
4.4.1 Polovina závitové části lanového bubnu	17
4.4.2 Střední hladká část lanového bubnu	18
4.4.3 Polovina krajní hladké části bubnu.....	18
4.4.4 Celková délka lanového bubnu.....	18
4.5 Předběžná tloušťka stěny lanového bubnu	18
4.6 Pevnostní kontrola bubnu	18
4.6.1 Ohybové namáhání	18
4.6.2 Namáhání krutem	19
4.6.3 Vnější přetlak.....	20
4.6.4 Redukované napětí dle HMM	20
5 Návrh pohonu zdvihového ústrojí	21
5.1 Celková mechanická účinnost	21
5.2 Požadovaný výkon elektromotoru	21
5.3 Volba elektromotoru	21
5.4 Teoretické otáčky lanového bubnu	22



5.5	Převodový poměr	22
5.6	Volba převodovky	22
5.7	Reálné otáčky lanového bubnu	22
5.8	Reálná rychlosti zdvihu	23
5.9	Statický moment břemene	23
5.10	Porovnání reálné a teoretické zdvihové rychlosti	23
5.11	Moment setrvačnosti pohyblivých hmot v soustavě	23
5.12	Úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli	24
5.13	Setrvačný moment všech pohyblivých hmot	24
5.14	Rozběhový moment elektromotoru	24
5.15	Brzdňý moment	25
5.15.1	Statický moment břemene při brzdění	25
5.15.2	Teoretický brzdňý moment na rychloběžném hřídeli	25
5.15.3	Doba brzdění	25
5.15.4	Úhlové zpoždění	26
5.15.5	Moment setrvačnosti posuvných hmot při brzdění	26
5.15.6	Setrvačný moment pohyblivých hmot redukováný na hřídel brzdy	26
5.15.7	Brzdňý moment na rychloběžném hřídeli	27
6	Pevnostní výpočet kladnice	27
6.1	Zatížení působící na čep kladnice	27
6.2	Síla působící na jednu kladku	27
6.3	Síla působící na jednu bočnici	27
6.4	Čep kladek	28
6.4.1	VVÚ	28
6.4.2	Návrh průměru čepu	29
6.4.3	Pevnostní kontrola čepu	29
6.5	Příčník	30
6.5.1	VVÚ	30
6.5.2	Návrh průměru čepu příčníku	31
6.5.3	Návrh výšky příčníku	31
6.6	Návrh rozměrů bočnice	32
6.6.1	Návrh tloušťky bočnice	32
6.6.2	Návrh šířky plechu bočnice	33
6.6.3	Pevnostní kontrola bočnice	33
6.7	Návrh háku	34
6.7.1	Návrh dříku háku	35



6.7.2	Minimální délka závitu háku	35
7	Kontrola ložisek.....	36
7.1	Radiální Ložisko kladky	36
7.1.1	Radiální zatížení	36
7.1.2	Statická bezpečnost.....	36
7.2	Axiální ložisko háku	37
7.2.1	Axiální zatížení.....	37
7.2.2	Statická bezpečnost.....	38
	Závěr.....	39
	Použité informační zdroje.....	40
	Seznam použitých zkratk a symbolů	42
	Seznam příloh	48

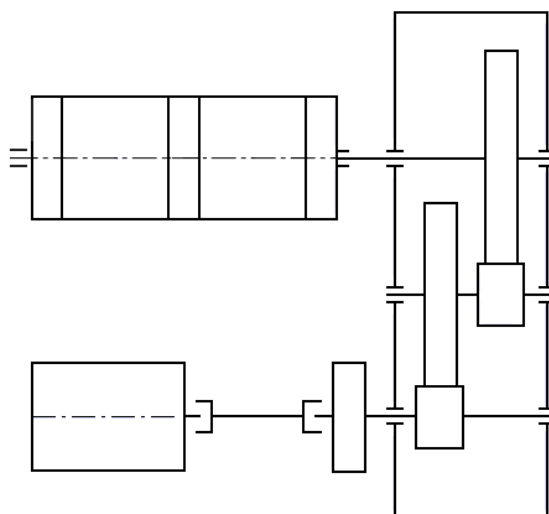


Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky mostového jeřábu s nosností 10 000 kilogramů a zdvihem 6 metrů. Jako vzor byl zvolen dílenský mostový jeřáb sloužící při servisu stavební a dopravní techniky, pracující ve středním provozu.

Hlavní části zdvihového ústrojí jeřábu tvoří elektromotor s kroužkovou kotvou, který je pomocí hřídele, spojky a čelistové brzdy spojen s čelní převodovkou, přes kterou je přenášen zvýšený kroutící moment na lanový buben. Na bubnu je navinuto lano na kterém je zavěšena kladnice s hákem. Pro náš případ byl zvolen lanový buben s dvojitým návinem.

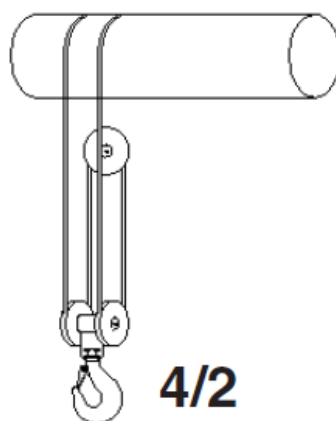
Práce obsahuje výpočtovou a konstrukční část. Výpočtová část práce se zabývá návrhem hlavních dílů jeřábové kočky mostového jeřábu a jejich pevnostní kontrolou, volbou vhodného pohonu, brzdy a převodovky. Konstrukční část zahrnuje výkresy sestavy kladnice a vybraných dílů.



Obr.1 Schéma zdvihacího ústrojí jeřábové kočky

1 KLADKOSTROJ

Výpočet proveden dle [3] str. 55-56.



Obr.2 Zdvojené provedení lanového převodu $i=2$ [19]

1.1 KLADKOVÝ PŘEVOD

$$i_{kl} = \frac{n}{2} = \frac{4}{2} = 2 \quad (2.1)$$

kde:

i_{kl} [-] převodový poměr kladkostroje
 n [-] celkový počet nosných průřezů lana

1.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$\eta_{kl} = \frac{1 - \eta^m}{m \cdot (1 - \eta)} = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,99 \quad (2.2)$$

kde:

η_{kl} [-] účinnost kladkostroje
 η [-] účinnost jedné kladky - valivé uložení [4] str. 191
 m [-] počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému



2 NÁVRH LANA

Výpočet proveden dle [3] str. 117-118.

2.1 ZATÍŽENÍ OD STATICKÝCH SIL

$$Q_{stat} = m_b \cdot n_Q + m_{kl} = 10000 \cdot 1,2 + 150 = 12150 kg \quad (3.1)$$

kde:

Q_{stat}	[kg]	zatížení od statických sil
m_b	[kg]	hmotnost břemene
n_Q	[-]	součinitel náhodného zvětšení břemene dle [3] str. 118
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice

Hmotnost lana zanedbáme.

2.2 ZATÍŽENÍ OD SVISLÝCH SETRVAČNÝCH SIL

$$Q_{dyn} = Q_{stat} \cdot (1,2 + 0,264 \cdot v_z) = 12100 \cdot (1,2 + 0,264 \cdot 0,05) = 14740,38 kg \quad (3.2)$$

kde:

Q_{dyn}	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
Q_{stat}	[kg]	zatížení od statických sil
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu

2.3 ZATÍŽENÍ V OSE LANA

Výpočet proveden dle [1] str. 4.

$$F_{ol} = \frac{Q_{dyn} \cdot g}{m \cdot z \cdot \eta_{kl}} = \frac{14740,38 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 36515,94 N \quad (3.3)$$

Kde:

F_{ol}	[N]	zatížení v ose lana
Q_{dyn}	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
m	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému
z	[-]	počet větví lanového systému
η_{kl}	[-]	účinnost kladkostroje

2.4 JMENOVITÁ ÚNOSNOST LANA

Výpočet proveden dle [3] str. 50.

$$F_j \geq F_{ol} \cdot k_1 = 36515,94 \cdot 4,1 = 149715,35N \quad (3.4)$$

Kde:

- F_j [N] jmenovitá únosnost lana
 F_{ol} [N] zatížení v ose lana
 k_1 [-] součinitel bezpečnosti lana dle [3] str. 50

2.5 VOLBA LANA

Z vypočtené jmenovité únosnosti lana bylo zvoleno vícepramenné ocelové lano Herkules, 126 drátků dle [10] str. 14. Konstrukce lana Herkules, kdy přilehlé vrstvy pramenů se vůči sobě stáčí v opačném směru, zajišťuje, že lano se při zatížení nebude otáčet. [3] str. 49.

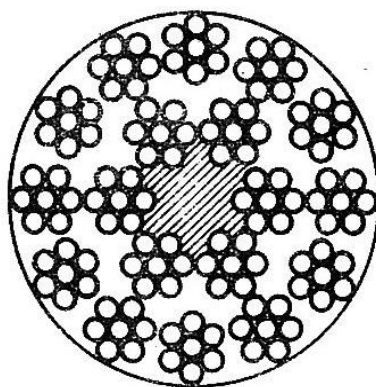
Parametry lana HERKULES, 126 drátků, ČSN 02 4370:

Jmenovitý průměr lana $d_l=15\text{mm}$,

Jmenovitá pevnost drátu 1770MPa,

Jmenovitá nosnost lana $F_j=158,1\text{kN}$,

Hmotnost lana $m_l=0,78\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$.



Obr.3 Lano Herkules [3]



3 LANOVÉ KLADKY

Lanové kladky se dělí do dvou skupin. Jsou jimi vodící kladky a vyrovnávací kladky. Vodící kladky slouží k vedení lana. Tah v jednotlivých větvích lanového systému vyvažují vyrovnávací kladky. Materiál kladek volen 42 2650 dle [4]. Výpočet proveden dle [4] str. 189-190.

3.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_{1min} = d_l \cdot \alpha_{vod} = 15 \cdot 22 = 330mm \quad (4.1)$$

Kde:

D_{1min}	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
α_{vod}	[-]	součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky dle [4] str. 189

3.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_{1kmin} = D_{1min} - d_l = 330 - 15 = 315mm \quad (4.2)$$

Kde:

D_{1kmin}	[mm]	předběžný jmenovitý průměr vodící kladky
D_{1min}	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana

Dle normalizovaných rozměrů [4] str. 190 zvolen průměr vodících kladek $D_{1k}=400mm$.

3.3 TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_{2min} = d_l \cdot \alpha_{vyr} = 15 \cdot 15 = 225mm \quad (4.3)$$

Kde:

D_{2min}	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
α_{vyr}	[-]	součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky dle [4] str. 189

3.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_{2kmin} = D_{2min} - d_l = 225 - 15 = 210mm \quad (4.4)$$

Kde:

D_{2kmin} [mm] předběžný jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

D_{2min} [mm] výpočtový průměr vyrovnávací kladky

d_l [mm] jmenovitý průměr lana

Dle normalizovaných rozměrů [4] str. 190 zvolen průměr vyrovnávacích kladek $D_{2k}=315\text{mm}$.



Obr.4 Vodící kladka

4 LANOVÝ BUBEN

Výpočet proveden dle [4] str. 200-201. Materiál bubnu volen 11 523 dle [13].

4.1 NÁVRH PRŮMĚRU LANOVÉHO BUBNU

$$D_{bmin} = d_l \cdot \alpha_b = 15 \cdot 20 = 300\text{mm} \quad (5.1)$$

Kde:

D_{bmin} [mm] výpočtový průměr lanového bubnu

d_l [mm] jmenovitý průměr lana



α_b [-] součinitel závislý na druhu provozu dle [4] str.189

Dle předchozího výpočtu zvolen normalizovaný průměr bubnu $D_b=400\text{mm}$.

4.2 VÝPOČET NAVÍJENÉ DÉLKY LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO SYSTÉMU

$$L_l = i_{kl} \cdot H_b = 2 \cdot 6000 = 12000\text{mm} \quad (5.2)$$

Kde:

L_l [mm] navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému

i_{kl} [-] převodový poměr kladkostroje

H_b [mm] zdvih břemene

4.3 POČET ZÁVITŮ LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO SYSTÉMU

$$z_{lmin} = \left(\frac{L_l}{\pi \cdot D_b} \right) + z_n = \left(\frac{12000}{\pi \cdot 400} \right) + 3 = 12,55 \quad (5.3)$$

Kde:

z_{lmin} [-] teoretický počet závitů lana v jedné větvi lanového systému

L_l [mm] navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému

D_b [mm] průměr lanového bubnu

z_n [-] závity navíc v jedné větvi lanového bubnu

Volen počet závitů v jedné větvi lanového systému $z_l=13$.

4.4 DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

4.4.1 POLOVINA ZÁVITOVÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

$$l_1 = z_l \cdot t_z = 13 \cdot 18 = 234\text{mm} \quad (5.4)$$

Kde:

l_1 [mm] polovina závitové části lanového bubnu

z_l [-] počet závitů v jedné větvi lanového systému

t_z [mm] stoupání závitů dle [4] str. 200



4.4.2 STŘEDNÍ HLADKÁ ČÁST LANOVÉHO BUBNU

Volena délka střední hladké části bubnu $l_2=300\text{mm}$.

4.4.3 POLOVINA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI BUBNU

$$l_3 = 4 \cdot t_z = 4 \cdot 18 = 72\text{mm} \quad (5.5)$$

Kde:

l_3 [mm] polovina krajní hladké části bubnu
 t_z [mm] stoupání závitů

4.4.4 CELKOVÁ DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

$$l_c = 2 \cdot l_1 + l_2 + 2 \cdot l_3 = 2 \cdot 234 + 300 + 2 \cdot 72 = 912\text{mm} \quad (5.6)$$

kde:

l_c [mm] celková délka lanového bubnu
 l_1 [mm] polovina závitové části bubnu
 l_2 [mm] střední hladká část bubnu
 l_3 [mm] polovina krajní hladké části bubnu

4.5 PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU

$$s_{bmin} = d_l \cdot 0,8 = 15 \cdot 0,8 = 12\text{mm} \quad (5.7)$$

Kde:

s_{bmin} [mm] předběžná tloušťka stěny lanového bubnu
 d_l [mm] jmenovitý průměr lana

Z důvodu nevyhovující pevnostní kontroly zvolena tloušťka stěny bubnu $s_b=20\text{mm}$ dle [13].

4.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA BUBNU

Výpočet proveden dle [3] str. 53-54.

4.6.1 OHYBOVÉ NAMÁHÁNÍ

Maximální ohybový moment

$$M_{obmax} = F_{ol} \cdot (l_1 + l_3) = 36515,94 \cdot (234 + 72) = 11173878\text{Nmm} \quad (5.8)$$



Kde:

M_{obmax}	[Nmm]	největší ohybový moment
F_{ol}	[N]	zatížení v ose lana
l_1	[mm]	polovina závitové části bubnu
l_3	[mm]	polovina krajní hladké části bubnu

Průřezový modul v ohybu

$$W_{ob} = 0,8 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b = 0,8 \cdot (400 - 20)^2 \cdot 20 = 2310400 \text{ mm}^3 \quad (5.9)$$

Kde:

W_{ob}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu
s_b	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu

Napětí v ohybu

$$\sigma_{ob} = \frac{M_{obmax}}{W_{ob}} = \frac{11173878}{2310400} = 4,84 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{oDov1} = (10 \div 15) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ob} < \sigma_{oDov1}$$

Napětí v ohybu je nižší než dovolené napětí, buben vyhovuje.

Kde:

σ_{ob}	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{oDov1}	[MPa]	dovolené ohybové napětí dle [3] str. 54
M_{obmax}	[Nmm]	největší ohybový moment
W_{ob}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu

4.6.2 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

Maximální kroutící moment

$$M_{kb} = F_{ol} \cdot D_b = 36515,94 \cdot 400 = 14606376 \text{ Nmm} \quad (5.11)$$

Kde:

M_{kb}	[Nmm]	maximální kroutící moment
F_{ol}	[N]	zatížení v ose lana
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu

Průřezový modul v krutu

$$W_{kb} = 1,6 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b = 1,6 \cdot (400 - 20)^2 \cdot 20 = 4620800 \text{ mm}^3 \quad (5.12)$$



Kde:

W_{kb}	[mm ³]	průřezový modul v krutu
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu
s_b	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu

Napětí v krutu

$$\begin{aligned}\tau_{kb} &= \frac{M_{kb}}{W_{kb}} = \frac{14606376}{4620800} = 3,16 MPa \\ \tau_{kbDov} &= (2 \div 5) MPa \\ \tau_{kb} &\leq \tau_{kbDov}\end{aligned}\tag{5.13}$$

Napětí v krutu je nižší než dovolené napětí, buben vyhovuje.

Kde:

τ_{kb}	[MPa]	napětí v krutu
τ_{kbDov}	[MPa]	napětí v krutu dle [3] str. 54
M_{kb}	[Nmm]	maximální kroutící moment
W_{kb}	[mm ³]	průřezový modul v krutu

4.6.3 VNĚJŠÍ PŘETLAK

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{ol}}{s_b \cdot t} = \frac{36515,94}{20 \cdot 18} = 101,43 MPa\tag{5.14}$$

Kde:

σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
F_{ol}	[N]	zatížení v ose lana
s_b	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu
t	[mm]	rozteč lanových drážek

4.6.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE HMM

$$\begin{aligned}\sigma_{red1} &= \sqrt{\sigma_{ob}^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_{ob} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{kb}^2} \\ &= \sqrt{4,84^2 + 101,43^2 + 4,84 \cdot 101,43 + 3 \cdot 3,16^2} = 104 MPa \\ \sigma_{dov2} &= (100 \div 110) MPa \\ \sigma_{red1} &< \sigma_{dov2}\end{aligned}\tag{5.15}$$

Redukované napětí je nižší než dovolené napětí, buben vyhovuje.

Kde:

σ_{red1}	[MPa]	redukované napětí dle hypotézy HMM
σ_{ob}	[MPa]	ohybové napětí



τ_{kb}	[MPa]	napětí v krutu
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
σ_{dov2}	[MPa]	dovolené napětí dle [3] str. 54

5 NÁVRH POHONU ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Výpočet proveden dle [3] str. 75-79.

5.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST

$$\eta_c = \eta_{kl} \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,93 \quad (6.1)$$

Kde:

η_c	[-]	celková mechanická účinnost
η_{kl}	[-]	účinnost kladkostroje
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu dle [3] str. 76
η_p	[-]	účinnost převodovky, dle [12] str. 3

5.2 POŽADOVANÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P_{mp} = \frac{v_z \cdot Q_d \cdot g}{\eta_c} = \frac{0,05 \cdot 14740,38 \cdot 9,81}{0,93} = 7774,36W \approx 7,77kW \quad (6.2)$$

Kde:

P_{mp}	[kW]	požadovaný výkon elektromotoru zdvihu
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
η_c	[-]	celková mechanická účinnost

5.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Zvolen elektromotor Siemens P(VP)180LK08 dle [11] str. 18

Parametry:

Výkon $P_m=10kW$

Kroutící moment $M_N=134Nm$

Synchronní otáčky magn. pole statoru $n_s=750min^{-1}$

Mechanické otáčky rotoru $n_m=715min^{-1}$

Moment setrvačnosti $J_M=0,225kg.m^2$

Zatěžovatel $\varepsilon=40\%$

Momentová přetížitelnost $\xi=2,5$



5.4 TEORETICKÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bt} = \frac{v_z}{\pi \cdot (D_b + d_l)} \cdot i_{kl} = \frac{0,05}{\pi \cdot (0,4 + 0,015)} \cdot 2 = 0,077 s^{-1} \quad (6.3)$$

Kde:

n_{bt}	$[s^{-1}]$	teoretické otáčky lanového bubnu
v_z	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost zdvihu
D_b	$[m]$	průměr lanového bubnu
d_l	$[m]$	průměr lana
i_{kl}	$[-]$	převodový poměr kladkostroje

5.5 PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i_t = \frac{n_m}{n_{bt}} = \frac{11,92}{0,077} = 154,81 \quad (6.4)$$

Kde:

i_t	$[-]$	teoretický převodový poměr
n_m	$[s^{-1}]$	otáčky motoru
n_{bt}	$[s^{-1}]$	teoretické otáčky lanového bubnu

5.6 VOLBA PŘEVODOVKY

Zvolena čelní převodovka Motor-Gear PC60S160HS1 dle [12].

Parametry:

Jmenovitý převodový poměr $i_n=160$

Vstupní otáčky $n_1=750 \text{ min}^{-1}$

Výstupní otáčky $n_2=4,7 \text{ min}^{-1}$

Jmenovitý výkon převodovky $P_p=11 \text{ kW}$

Převodový poměr $i=157,2$

Výstupní kroutící moment $T_{N2}=21000 \text{ Nm}$

5.7 REÁLNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{br} = \frac{n_m}{i} = \frac{11,92}{157,2} = 0,0758 s^{-1} \quad (6.5)$$

Kde:

n_{br}	$[s^{-1}]$	reálné otáčky lanového bubnu
n_m	$[s^{-1}]$	otáčky motoru
i	$[-]$	reálný převodový poměr

5.8 REÁLNÁ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$v_{zr} = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_{br}}{i_{kl}} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 0,0758}{2} = 0,0476 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.6)$$

Kde:

v_{zr}	[m.s ⁻¹]	reálná rychlost zdvihu
D_b	[m]	průměr lanového bubnu
n_{br}	[s ⁻¹]	reálné otáčky lanového bubnu
i_{kl}	[-]	převodový poměr kladkostroje

5.9 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{st1} = \frac{D_b \cdot Q_d \cdot g}{2 \cdot i_{kl} \cdot i \cdot \eta_c} = \frac{0,4 \cdot 14740,38 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 157,2 \cdot 0,93} = 98,91 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

Kde:

M_{st1}	[Nm]	statický moment břemena redukováný na hřídel motoru
D_b	[m]	průměr lanového bubnu
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
i_{kl}	[-]	převodový poměr kladkostroje
i	[-]	reálný převodový poměr
η_c	[-]	celková mechanická účinnost

5.10 POROVNÁNÍ REÁLNÉ A TEORETICKÉ ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$\left(1 - \frac{v_{zr}}{v_z}\right) \cdot 100 \leq 6\% \quad (6.8)$$

$$\left(1 - \frac{0,0476}{0,05}\right) \cdot 100 = 4,8\%$$

4,8% < 6% => podmínka splněna

Kde:

v_{zr}	[m.s ⁻¹]	reálná rychlost zdvihu
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu

5.11 MOMENT SETRVAČNOSTI POHYBLIVÝCH HMOT V SOUSTAVĚ

$$J_3 = \frac{Q_d \cdot v_{zr}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} = \frac{14740,38 \cdot 0,0476^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 11,92^2 \cdot 0,93} = 0,0064 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6.9)$$

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = \alpha \cdot J_1 + J_3 = 1,4 \cdot 0,225 + 0,0064 = 0,3214 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6.10)$$



Kde:

J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel elektromotoru
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
v_{zr}	[m.s ⁻¹]	reálná rychlost zdvihu
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
α	[-]	součinitel nahrazující J_2 dle [3] str. 77
J_1	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
J_2	[kg.m ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, redukováný na rychloběžný hřídel
J_3	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot, redukováný na rychloběžný hřídel

5.12 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ HMOT NA RYCHLOBEŽNÉM HŘÍDELI

$$t_r = \frac{v_{zr}}{6} = \frac{0,0476}{6} = 0,0079s \quad (6.11)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} = \frac{\pi \cdot 11,92}{30 \cdot 0,0079} = 158s^{-2} \quad (6.12)$$

Kde:

ε_1	[s ⁻²]	úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
t_r	[s]	doba rozběhu, voleno dle [3] str. 78
v_{zr}	[m.s ⁻¹]	reálná rychlost zdvihu
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru

5.13 SETRVAČNÝ MOMENT VŠECH POHYBLIVÝCH HMOT

$$M_{s1} = J \cdot \varepsilon_1 = 0,3214 \cdot 158 = 50,78Nm \quad (6.13)$$

Kde:

M_{s1}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel motoru
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel elektromotoru
ε_1	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli

5.14 ROZBĚHOVÝ MOMENT ELEKTROMOTORU

$$M_r = M_{st1} + M_{s1} = 98,91 + 50,78 = 149,69Nm$$

$$M_r \leq \xi \cdot M_N$$

$$149,69 \leq 2,5 \cdot 134$$

$$149,69 < 335 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.14)$$



Kde:

M_r	[Nm]	rozběhový moment elektromotoru
M_{st1}	[Nm]	statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru
M_{s1}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel motoru
ξ	[-]	momentová přetížitelnost motoru
M_N	[Nm]	kroucí moment elektromotoru

5.15 BRZDNÝ MOMENT

5.15.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{st2} = \frac{Q_d \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_{kl} \cdot i} = \frac{14740,38 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,93}{2 \cdot 2 \cdot 157,2} = 85,55 Nm \quad (6.15)$$

Kde:

M_{st2}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, redukováný na hřídel motoru
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
D_b	[m]	průměr lanového bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
i_{kl}	[-]	převodový poměr kladkostroje
i	[-]	reálný převodový poměr

5.15.2 TEORETICKÝ BRZDNÝ MOMENT NA RYCHLOBĚŽNÉM HŘÍDELI

$$M_{bt} = \beta \cdot M_{st2} = 1,75 \cdot 85,55 = 149,71 Nm \quad (6.16)$$

Kde:

β	[-]	bezpečnost brzdy, střední provoz, dle [3] str.78
M_{st2}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, redukováný na hřídel motoru
M_{bt}	[Nm]	teoretický brzdny moment na rychloběžném hřídeli

5.15.3 DOBA BRZDĚNÍ

$$t_b = \frac{\pi \cdot n_{mn} \cdot \alpha \cdot J_1}{30 \cdot (M_{bt} - M_{st2})} = \frac{\pi \cdot 13,08 \cdot 1,4 \cdot 0,225}{30 \cdot (149,71 - 85,55)} = 0,007s \quad (6.17)$$

Kde:

t_b	[s]	doba brzdění
n_{mn}	[s ⁻¹]	otáčky motoru při spouštění břemene dle [17]
α	[-]	součinitel nahrazující J_2 dle [3] str. 77
J_1	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli



M_{st2}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, redukováný na hřídel motoru
M_{bt}	[Nm]	teoretický brzdny moment na rychloběžném hřídeli

5.15.4 ÚHLOVÉ ZPOŽDĚNÍ

$$\varepsilon_2 = \frac{\pi \cdot n_{mn}}{30 \cdot t_b} = \frac{\pi \cdot 13,08}{30 \cdot 0,007} = 195,68 s^{-2} \quad (6.18)$$

Kde:

ε_2	[s ⁻²]	úhlové zpoždění
n_{mn}	[s ⁻¹]	otáčky motoru při spouštění břemene dle [17]
t_b	[s]	doba brzdění

5.15.5 MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$J_{3b} = \frac{Q_d \cdot v_{zr}^2 \cdot \eta_c}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_{mn}^2} = \frac{14740,38 \cdot 0,0476^2 \cdot 0,93}{4 \cdot \pi^2 \cdot 13,08^2} = 0,0046 kg \cdot m^2 \quad (6.19)$$

Kde:

J_{3b}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot při brzdění, redukováný na rychloběžný hřídel
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
v_{zr}	[m.s ⁻¹]	reálná rychlost zdvihu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
n_{mn}	[s ⁻¹]	otáčky motoru při spouštění břemene

5.15.6 SETRVAČNÝ MOMENT POHYBLIVÝCH HMOT REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL BRZDY

$$M_{s2} = J_b \cdot \varepsilon_2 = (\alpha \cdot J_1 + J_{3b}) \cdot \varepsilon_2 = (1,4 \cdot 0,225 + 0,0046) \cdot 195,68 = 62,54 Nm \quad (6.20)$$

Kde:

M_{s2}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel brzdy
J_b	[kg.m ²]	moment setrvačnosti pohyblivých hmot soustavy při brzdění
α	[-]	součinitel nahrazující J_2 dle [3] str. 77
J_1	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
J_{3b}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot při brzdění, redukováný na rychloběžný hřídel
ε_2	[s ⁻²]	úhlové zpoždění



5.15.7 BRZDNÝ MOMENT NA RYCHLOBĚŽNÉM HŘÍDELI

$$M_b = M_{st2} + M_{s2} = 81,93 + 62,54 = 144,47 Nm \quad (6.21)$$

Zvolena čelist'ová brzda KPC D250 – 120 dle [16]

Kde:

M_b [Nm] brzdny moment na rychloběžném hřídeli
 M_{st2} [Nm] statický moment břemene při brzdění, redukováný na hřídel motoru
 M_{s2} [Nm] setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel brzdy

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET KLADNICE

6.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA ČEP KLADNICE

$$F = Q_d \cdot g = 14740,38 \cdot 9,81 = 144603 N \quad (7.1)$$

Kde:

F [N] síla od břemene
 Q_d [kg] zatížení od svislých setrvačných sil
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení

6.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNU KLADKU

$$F_{k1} = F_{k2} = \frac{F}{2} = \frac{144603}{2} = 72301,5 N \quad (7.2)$$

Kde:

F_{k1} [N] síla působící na první kladku
 F_{k2} [N] síla působící na druhou kladku
 F [N] síla od břemene

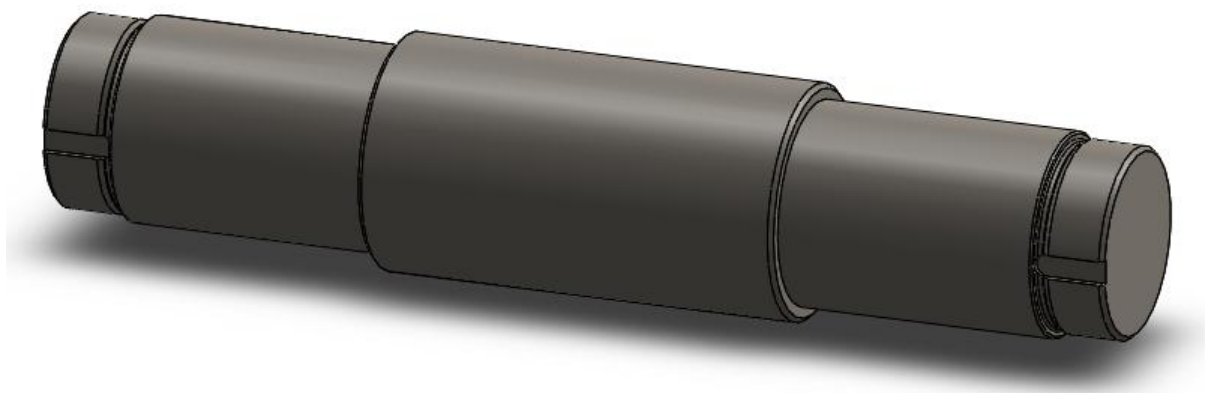
6.3 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNU BOČNICI

$$F_{b1} = F_{b2} = \frac{F}{2} = \frac{144603}{2} = 72301,5 N \quad (7.3)$$

Kde:

F_{b1} [N] síla působící na první bočnici
 F_{b2} [N] síla působící na druhou bočnici
 F [N] síla od břemene

6.4 ČEP KLADEK



Obr.5 Čep kladek

6.4.1 VVÚ

Řez 1:

$$M_{1a} = F_{k1} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (7.4)$$

$$M_{1b} = F_{k1} \cdot a = 72301,5 \cdot 58 = 4193487 \text{ Nmm} \quad (7.5)$$

Řez 2:

$$M_{2a} = F_{k1} \cdot (a + 0) - F_{b1} \cdot 0 = 72301,5 \cdot 58 = 4193487 \text{ Nmm} \quad (7.6)$$

$$M_{2b} = F_{k1} \cdot (a + b) - F_{b1} \cdot b = 72301,5 \cdot (58 + 200) - 72301,5 \cdot 200 = 4193487 \text{ Nmm} \quad (7.7)$$

Řez 3:

$$M_{3a} = F_{k1} \cdot (a + b + 0) - F_{b1} \cdot (b + 0) - F_{b2} \cdot 0 = 72301,5 \cdot (58 + 200) - 72301,5 \cdot 200 = 4193487 \text{ Nmm} \quad (7.8)$$

$$M_{3b} = F_{k1} \cdot (a + b + c) - F_{b1} \cdot (b + c) - F_{b2} \cdot c = 72301,5 \cdot (58 + 200 + 58) - 72301,5 \cdot (200 + 58) - 72301,5 \cdot 58 = 0 \text{ Nmm} \quad (7.9)$$

Kde:

$M_{1a} \dots M_{3b}$	[Nmm]	ohybové momenty působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
F_{k1}	[N]	síla působící na jednu kladku
F_{b1}	[N]	síla působící na jednu bočnici
a, b, c	[mm]	jednotlivé úseky čepu kladek

Maximální ohybový moment $M_{o\text{čmax}} = 4193487 \text{ Nmm}$.

6.4.2 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

Průměr čepu kladek vypočten z rovnice na ohybové namáhání dle [7] str. 35.

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}max}}{W_{o\check{c}}} \leq \sigma_{dov3}$$

$$\frac{M_{o\check{c}max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}min}^3}{32}} \leq \sigma_{dov3} \quad (7.10)$$

$$d_{\check{c}min} = \sqrt[3]{\frac{M_{o\check{c}max} \cdot 32}{\sigma_{dov3} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4193487 \cdot 32}{170 \cdot \pi}} = 63mm$$

Volen průměr čepu $d_{\check{c}}=85mm$.

Kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep kladek
$d_{\check{c}min}$	[mm]	minimální průměr čepu kladek
$M_{o\check{c}max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment působící na čep kladek
$W_{o\check{c}}$	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu kladek
σ_{dov3}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro material 11600 dle [7] str. 54
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu kladek

6.4.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPU

Pevnostní kontrola čepu provedena dle [7] str. 35.

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}max}}{W_{o\check{c}}} = \frac{M_{o\check{c}max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{4193487 \cdot 32}{\pi \cdot 85^3} = 69,55MPa \quad (7.11)$$

$$\tau_{k\check{c}} = \frac{F_{k1}}{S_{\check{c}}} = \frac{F_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{72301,5 \cdot 4}{\pi \cdot 85^2} = 12,74MPa \quad (7.12)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 3 \cdot \tau_{k\check{c}}^2} \leq \frac{R_{e11500}}{k}$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{69,55^2 + 3 \cdot 12,74^2} \leq \frac{245}{3} \quad (7.13)$$

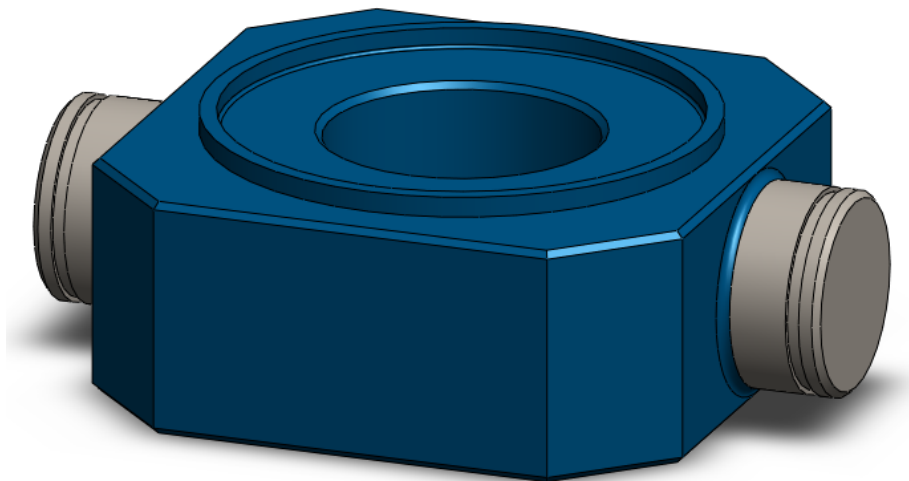
$$72,97 < 81,67 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep kladek
$M_{o\check{c}max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment působící na čep kladek
$W_{o\check{c}}$	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu kladek
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu kladek

$\tau_{kč}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep
F_{k1}	[N]	síla působící na jednu kladku
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	průřez čepu kladek
σ_{red2}	[MPa]	redukované napětí
R_{e11500}	[MPa]	mez kluzu u materiálu 11500 dle [7] str.54
k_2	[-]	součinitel bezpečnosti

6.5 PŘÍČNÍK



Obr.6 Příčník

6.5.1 VVÚ

Řez 4:

$$M_{4a} = F_{b1} \cdot 0 = 72301,5 \cdot 0 = 0Nmm \quad (7.14)$$

$$M_{4b} = F_{b1} \cdot d = 72301,5 \cdot 10 = 723015Nmm \quad (7.15)$$

Řez 5:

$$M_{5a} = F_{b1} \cdot 0 = 72301,5 \cdot 0 = 0Nmm \quad (7.16)$$

$$M_{5b} = F_{b1} \cdot e = 72301,5 \cdot 100 = 7230150Nmm \quad (7.17)$$

Řez 6:

$$M_{6a} = F_{b1} \cdot (e + 0) = 72301,5 \cdot (100 + 0) = 7230150Nmm \quad (7.18)$$

$$M_{6b} = F_{b1} \cdot (e + f) - F \cdot f = 72301,5 \cdot (100 + 100) - 144603 \cdot 100 = 0Nmm \quad (7.19)$$

Kde:

$M_{4a} \dots M_{6b}$	[Nmm]	ohybové momenty působící v jednotlivých úsecích příčníku
F_{b1}	[N]	síla působící na jednu bočnici
F	[N]	síla od břemene



d,e,f [mm] jednotlivé úseky příčnicku

Největší ohybový moment $M_{opmax}=7230150\text{Nmm}$.

6.5.2 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU PŘÍČNÍKU

Průměr čepu příčnicku vypočten z rovnice na ohybové namáhání dle [7] str. 35.

$$\begin{aligned}\sigma_{opmax} &= \alpha_1 \cdot \sigma_{op1} \leq \frac{R_{e11600}}{k} \\ \sigma_{opmax} &= \alpha_1 \cdot \frac{M_{4b}}{W_{o1}} \leq \frac{R_{e11600}}{k} \Rightarrow \alpha_1 \cdot \frac{M_{4b}}{\frac{\pi \cdot d_{pmin}^3}{32}} \leq \frac{R_{e11600}}{k} \\ d_{pmin} &= \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 \cdot 32 \cdot M_{4b} \cdot k}{\pi \cdot R_{e11600}}} = \sqrt[3]{\frac{1,9 \cdot 32 \cdot 723015 \cdot 2}{\pi \cdot 295}} = 45,61\text{mm}\end{aligned}\quad (7.20)$$

Volím průměr čepu příčnicku $d_p=60\text{mm}$.

Kde:

d_{pmin}	[mm]	minimální průměr čepu příčnicku
σ_{opmax}	[MPa]	maximální ohybové napětí v příčnicku
α_1	[-]	součinitel tvaru dle [8] str.1115
σ_{op1}	[MPa]	ohybové napětí v příčnicku ve vzdálenosti d
R_{e11600}	[MPa]	mez kluzu u materiálu 11600 dle [7] str.54
k	[-]	součinitel bezpečnosti dle [7] str. 38
M_{4b}	[Nmm]	ohybový moment v příčnicku v úseku 4
W_{o1}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu čepu příčnicku

6.5.3 NÁVRH VÝŠKY PŘÍČNÍKU

Návrh výšky příčnicku proveden dle [7] str. 35.

$$\begin{aligned}W_{o2} &= \frac{J_x}{\frac{b_{min}}{2}} = \frac{\frac{h \cdot b_{min}^3}{12} - \frac{d_h \cdot b_{min}^3}{12}}{\frac{b_{min}}{2}} = \frac{b_{min}^2 \cdot (h - d_h)}{6} \\ \sigma_{op2} &= \frac{M_{opmax}}{W_{o2}} = \frac{M_{opmax}}{\frac{b_{min}^2 \cdot (h - d_h)}{6}} \leq \frac{R_e}{k} \\ b_{min} &= \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_{opmax} \cdot k}{R_e \cdot (h - d_h)}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 7230150 \cdot 2}{295 \cdot (180 - 80)}} = 54,23\text{mm}\end{aligned}\quad (7.21)$$

Volena výška příčnicku $b=70\text{mm}$.



Kde:

b_{\min}	[mm]	minimální výška příčnicku
W_{o2}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu těla příčnicku
J_x	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
h	[mm]	šířka příčnicku
d_h	[mm]	průměr otvoru v příčnicku pro hák
M_{opmax}	[Nmm]	největší ohybový moment působící na příčník
R_{e11600}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11600 dle [7] str. 54
k	[-]	součinitel bezpečnosti dle [7] str. 38

6.6 NÁVRH ROZMĚRŮ BOČNICE



Obr.7 Bočnice

6.6.1 NÁVRH TLOUŠTKY BOČNICE

Výpočet proveden dle [8] str. 468 z rovnice na otláčení.

$$p_{dov1} = \frac{F_{b1}}{S_{\check{c}}} \quad (7.22)$$



$$p_{dov1} = \frac{F_{b1}}{d_{\check{c}} \cdot t_{bočmin}}$$

$$t_{bočmin} = \frac{F_{b1}}{p_{dov1} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{72301,5}{150 \cdot 85} = 5,67mm$$

Volena tloušťku bočnice $t_{boč}=20mm$ dle [7] str.284.

Kde:

$t_{bočmin}$	[mm]	minimální tloušťka bočnice
p_{dov1}	[MPa]	dovolený tlak pro materiál 11600, voleno dle [7] str. 54
F_{b1}	[N]	Síla působící na jednu bočnici
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	průřez čepu kladek
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu kladek

6.6.2 NÁVRH ŠÍŘKY PLECHU BOČNICE

$$\sigma_{tb} = \frac{F_{b1}}{S_b} \leq \frac{R_{e11600}}{k}$$

$$\sigma_{tb} = \frac{F_{b1}}{(a_{bmin} - d_{\check{c}}) \cdot t_{boč}} \leq \frac{R_{e11600}}{k} \quad (7.23)$$

$$a_{bmin} = \left(\frac{F_{b1} \cdot k}{R_{e11600} \cdot t_{boč}} \right) + d_{\check{c}}$$

$$a_{bmin} = \left(\frac{72301,5 \cdot 2}{295 \cdot 20} \right) + 85 = 109,5mm$$

Volena šířku plechu bočnice $a_b=150mm$.

Kde:

σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí v bočnici
a_{bmin}	[mm]	minimální šířka bočnice
R_{e11600}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11600 dle [7] str.54
k	[-]	součinitel bezpečnosti dle [7] str. 38
F_{b1}	[N]	síla působící na jednu bočnici
S_b	[mm ²]	průřez bočnice
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu kladek
$t_{boč}$	[mm]	tloušťka bočnice

6.6.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA BOČNICE

$$\sigma_{tb} = \alpha_2 \cdot \frac{F_{b1}}{S_b} \leq \frac{R_{e11600}}{k}$$

$$\sigma_{tb} = \alpha_2 \cdot \frac{F_{b1}}{(a_b - d_{\check{c}}) \cdot t_{boč}} \leq \frac{R_{e11600}}{k} \quad (7.24)$$

$$2,15 \cdot \frac{72301,5}{(150 - 85) \cdot 20} \leq \frac{295}{2}$$



$$119,58 < 147,50 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí v bočnici
α_2	[-]	součinitel tvaru dle [8] str. 1113
R_{e11600}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11600 dle [7] str. 54
k	[-]	součinitel bezpečnosti dle [7] str. 38
F_{b1}	[N]	síla působící na jednu bočnici
S_b	[mm ²]	průřez bočnice
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu kladek
a_b	[mm]	šířka bočnice
$t_{boč}$	[mm]	tloušťka bočnice

6.7 NÁVRH HÁKU

Výpočet proveden dle [5] str. 102.



Obr.8 Hák



6.7.1 NÁVRH DŘÍKU HÁKU

$$\sigma_{th} = \frac{F}{S_h} \leq \sigma_{tdov}$$

$$\sigma_{th} = \frac{Q_d \cdot g}{\frac{\pi \cdot d_{dmin}^2}{4}} \leq \sigma_{thdov} \quad (7.25)$$

$$d_{dmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_d \cdot g}{\pi \cdot \sigma_{thdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14740,38 \cdot 9,81}{\pi \cdot 45}} = 63,96mm$$

Volen průměr dříku háku $d_d=85mm$.

Kde:

σ_{th}	[MPa]	tahové napětí v háku
F	[N]	síla od břemene
S_h	[mm ²]	průřez dříku háku
d_{dmin}	[mm]	minimální průměr dříku háku
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
σ_{thdov}	[MPa]	dovolené napětí v tahu dle [5] str. 102

Volen závit M72x6 dle [4] str.276.

6.7.2 MINIMÁLNÍ DÉLKA ZÁVITU HÁKU

$$l_{zmin} = \frac{Q_d \cdot g \cdot s}{\pi \cdot H_1 \cdot D_2 \cdot p_{dov2}} + n$$

$$l_{zmin} = \frac{14740,38 \cdot 9,81 \cdot 6}{\pi \cdot 3,2472 \cdot 68,103 \cdot 25} + 14 \quad (7.26)$$

$$l_{zmin} = 63,95mm$$

Volena délka závitu háku $l_z=74mm$.

Kde:

l_{zmin}	[mm]	minimální délka závitu háku
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
s	[mm]	stoupání závitu
H_1	[mm]	nosná hloubka závitu
D_2	[mm]	střední průměr závitu dle [7] str.361
p_{dov2}	[MPa]	dovolený tlak dle [5] str.103
n_p	[mm]	hloubka drážky pro pero

7 KONTROLA LOŽISEK

Otáčky ložisek kladek a ložiska háku nejsou příliš velké, z toho důvodu není potřeba kontrolovat dynamickou únosnost ložisek. Výpočet proveden dle [6] str. 95.

7.1 RADIÁLNÍ LOŽISKO Kladky

Voleno dvouřadé soudečkové ložisko 22217 E dle [4] str. 198.



Obr.9 Ložisko 22217 E

7.1.1 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$F_r = \frac{Q_d \cdot g}{n_l} = \frac{14740,38 \cdot 9,81}{4} = 36150,78N \quad (8.1)$$

Kde:

F_r	[N]	radiální zatížení ložiska
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
n_l	[-]	počet radiálních ložisek v kladnici

7.1.2 STATICKÁ BEZPEČNOST

$$\begin{aligned} F_{e1} &= x_{01} \cdot F_{r1} + y_{01} \cdot F_{a1} \\ F_{e1} &= 1 \cdot 36150,78 + 2,8 \cdot 0 = 36150,78N \end{aligned} \quad (8.2)$$

$$k_{01} = \frac{C_{01}}{F_{e1}} = \frac{325000}{36150,78} = 8,99 \quad (8.3)$$

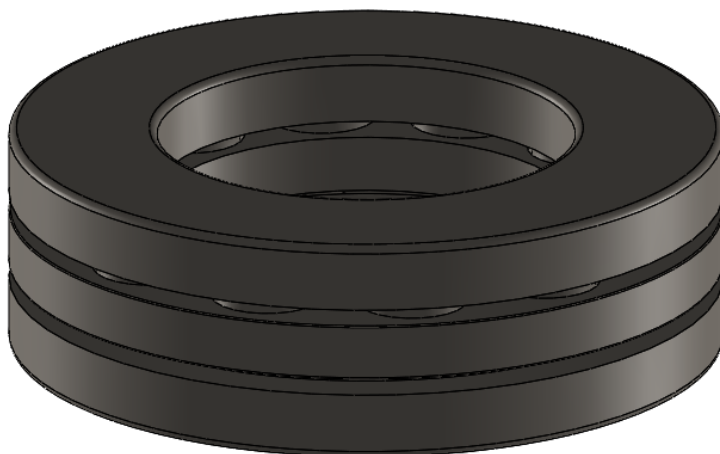
Zvolené ložisko vyhovuje.

Kde:

k_{01}	[-]	statická bezpečnost ložiska 22217 E
F_{e1}	[N]	statické ekvivalentní zatížení ložiska 22217 E
F_{r1}	[N]	radiální zatížení ložiska 22217 E
F_{a1}	[N]	axiální zatížení ložiska 22217 E
x_{01}	[-]	výpočtový součinitel dle [6] str. 96
y_{01}	[-]	výpočtový součinitel dle [6] str. 96
C_{01}	[N]	základní statická únosnost ložiska 22217 E dle [14] str. 25

7.2 AXIÁLNÍ LOŽISKO HÁKU

Voleno jednořadé axiální kuličkové ložisko 51316 dle [4] str. 198.



Obr.10 Ložisko 51316

7.2.1 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$F_a = Q_d \cdot g = 14740,38 \cdot 9,81 = 144603N \quad (8.4)$$

Kde:

F_a	[N]	axiální zatížení ložiska
Q_d	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení



7.2.2 STATICKÁ BEZPEČNOST

$$\begin{aligned} F_{e2} &= y \cdot F_a \\ F_{e2} &= 1 \cdot 144603 = 144603 N \end{aligned} \quad (8.5)$$

$$k_{o2} = \frac{C_{o2}}{F_{e2}} = \frac{390000}{144603 \cdot 1,5} = 2,70 \quad (8.6)$$

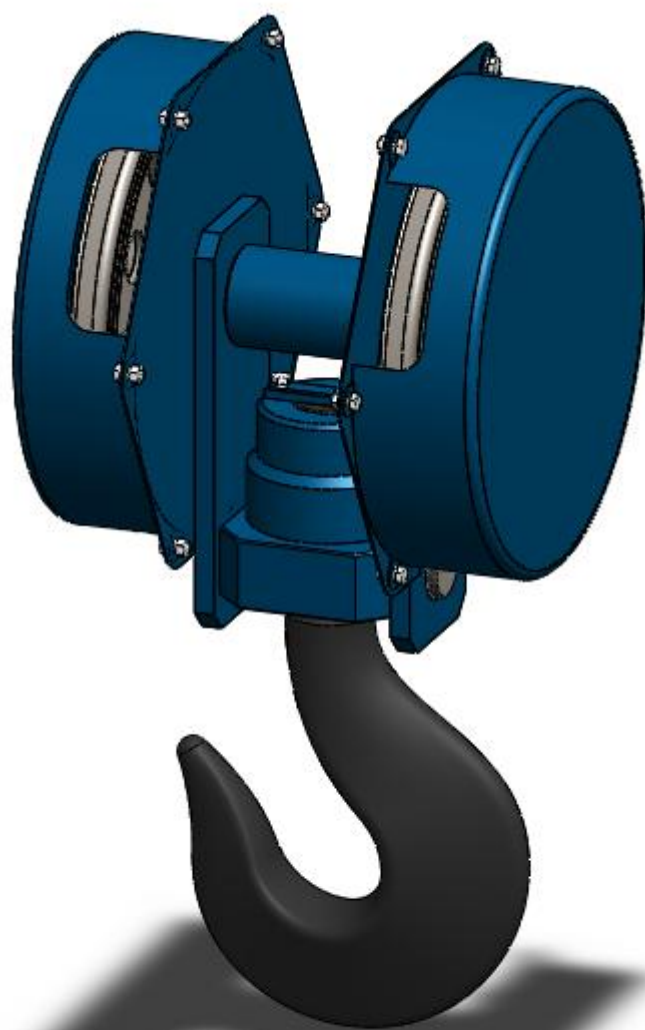
Zvolené ložisko vyhovuje.

Kde:

- k_{o2} [-] statická bezpečnost ložiska 51316
- F_{e2} [N] statické ekvivalentní zatížení ložiska 51316
- F_a [N] axiální zatížení ložiska 51316
- y [-] výpočtový součinitel dle [6] str. 92
- C_{o2} [N] základní statická únosnost ložiska 51316 dle [15] str. 11

ZÁVĚR

Tato práce měla za cíl navrhnout zdvihový mechanismus mostového jeřábu pro dílenský provoz. Prvním úkolem bylo vybrat vhodnou variantu uspořádání součástí jeřábové kočky a zvolit lanový převod. Pro požadovanou nosnost jeřábu bylo vybráno lano, navržen lanový buben a kladky. Následovala volba vhodného pohonu, výběr převodovky a brzdy. V další části práce byl proveden návrh hlavních dílů kladnice a jejich pevnostní kontrola. Předposlední část práce se věnovala volbě ložisek kladnice. Výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy kladnice a dále výkresy vodící kladky, čepu kladek, matice háku a příčnicku. Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu SolidWorks 2013.



Obr.11 Jeřábová kladnice



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1978, 8 s.
- [2] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957, 12 s.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [4] DRAŽAN, František. *Jeřáby*. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968, 664 s. ISBN DT 621.873.
- [5] *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícká fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [6] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Vyd. 2. Brno: Computer Press, 2003. Edice strojaře. ISBN 80-7226-311-0.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [10] *Pecko s.r.o.: Ocelová lana* [online]. In: . c2011, s. 22 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: http://www.lana-pecko.cz/download/ocelova_lana_katalog_2011.pdf
- [11] *Siemens Elektromotory s.r.o.: Trojfázové asynchronní motory hutní jeřábové kroužkové 2 – 180 kW* [online]. In: . 1998, s. 36 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: http://www.elektromotory.com/upload/file/katalog_p.pdf
- [12] *MOTOR-GEAR a.s.: Paralelní, ploché převodovky* [online]. In: . c2001-2009, s. 36 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_paralelni-ploche-prevodovky.pdf
- [13] *HYDROTECHNIK PRAHA spol. s r.o.: Trubky ocelové bezešvé silnostěnné* [online]. In: . c1996-2012 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: www.hydrotechnik.cz/index.php/download_file/view/105/
- [14] *EXVALOS s.r.o.: Katalogy ložisek SKF* [online]. In: . s. 84 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_06_Soudeckova_loziska.pdf



- [15] *EXVALOS s.r.o.: Katalogy ložisek SKF* [online]. In: . s. 26 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_08_Axialni_kulickova_loziska.pdf
- [16] *KRÁLOVO POLE CRANES, a.s.: Zdvihové brzdy* [online]. In: . s. 2 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf
- [17] Asynchronní generátor. *Abeceda malých vodních pohonů* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/sikovneruce/asynchronni-generator.htm>
- [18] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 9788072047512.
- [19] *GIGA, spol. s r.o.: Výrobní program* [online]. In: . 2016, s. 20 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	úsek čepu kladek
a_b	[mm]	šířka bočnice
a_{bmin}	[mm]	minimální šířka bočnice
b	[mm]	úsek čepu kladek
b_{min}	[mm]	minimální výška příčnicku
C_{01}	[N]	základní statická únosnost ložiska 22217 E
C_{02}	[N]	základní statická únosnost ložiska 51316
c	[mm]	úsek čepu kladek
D_{1kmin}	[mm]	předběžný jmenovitý průměr vodící kladky
D_{1min}	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
D_2	[mm]	střední průměr závitu
D_{2kmin}	[mm]	předběžný jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
D_{2min}	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu
D_{bmin}	[mm]	výpočtový průměr lanového bubnu
d	[mm]	úsek příčnicku
d_ξ	[mm]	průměr čepu kladek
$d_{\check{c}min}$	[mm]	minimální průměr čepu kladek
d_{dmin}	[mm]	minimální průměr dříku háku
d_h	[mm]	průměr otvoru v příčnicku pro hák
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_{pmin}	[mm]	minimální průměr čepu příčnicku
e	[mm]	úsek příčnicku
F	[N]	síla od břemene
F_a	[N]	axiální zatížení ložiska
F_{b1}	[N]	Síla působící na první bočnici
F_{b2}	[N]	Síla působící na druhou bočnici
F_{e1}	[N]	statické ekvivalentní zatížení
F_{e2}	[N]	statické ekvivalentní zatížení
F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_{k1}	[N]	síla působící na první kladku
F_{k2}	[N]	síla působící na druhou kladku



F_{ol}	[N]	zatížení v ose lana
F_r	[N]	radiální zatížení ložiska
f	[mm]	úsek příčnicku
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
H_1	[mm]	nosná hloubka závitu
H_b	[mm]	zdvih břemene
h	[mm]	šířka příčnicku
i	[-]	reálný převodový poměr
i_{kl}	[-]	převodový poměr kladkostroje
i_n	[-]	jmenovitý převodový poměr
i_t	[-]	teoretický převodový poměr
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukovaný na hřídel elektromotoru
J_1	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
J_2	[kg.m ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, redukovaný na rychloběžný hřídel
J_3	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot, redukovaný na rychloběžný hřídel
J_{3b}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot při brzdění, redukovaný na rychloběžný hřídel
J_b	[kg.m ²]	moment setrvačnosti pohyblivých hmot soustavy při brzdění
J_M	[kg.m ²]	moment setrvačnosti elektromotoru
J_x	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_1	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_{o1}	[-]	statická bezpečnost ložiska 22217 E
k_{o2}	[-]	statická bezpečnost ložiska 51316
L_1	[mm]	navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému
l_1	[mm]	polovina závitové části lanového bubnu
l_2	[mm]	střední hladká část bubnu
l_3	[mm]	polovina krajní hladké části bubnu
l_c	[mm]	celková délka lanového bubnu
l_{zmin}	[mm]	minimální délka závitu háku
M_{1a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
M_{1b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
M_{2a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek



M_{2b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
M_{3a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
M_{3b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích čepu kladek
M_{4a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_{4b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_{5a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_{5b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_{6a}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_{6b}	[Nmm]	ohybový moment působící v jednotlivých úsecích příčnicku
M_b	[Nm]	brzdňý moment na rychloběžném hřídeli
M_{bt}	[Nm]	teoretický brzdňý moment na rychloběžném hřídeli
M_{kb}	[Nmm]	maximální kroutící moment
M_N	[Nm]	kroutící moment elektromotoru
M_{obmax}	[Nmm]	největší ohybový moment
$M_{očmax}$	[Nmm]	maximální ohybový moment působící na čep kladek
M_{opmax}	[Nmm]	největší ohybový moment působící na příčník
M_r	[Nm]	rozběhový moment elektromotoru
M_{s1}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel motoru
M_{s2}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel brzdy
M_{st1}	[Nm]	statický moment břemena redukováný na hřídel motoru
M_{st2}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, redukováný na hřídel motoru
m	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému
m_b	[kg]	hmotnost břemene
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice
m_l	[kg.m-1]	hmotnost lana
n	[-]	celkový počet nosných průřezů lana
n_1	[min-1]	vstupní otáčky
n_2	[min-1]	výstupní otáčky
n_{br}	[s-1]	reálné otáčky lanového bubnu
n_{bt}	[s-1]	teoretické otáčky lanového bubnu
n_l	[-]	počet radiálních ložisek v kladnici
n_m	[s-1]	otáčky motoru



n_{mn}	[s-1]	otáčky motoru při spouštění břemene
n_p	[mm]	hloubka drážky pro pero
n_Q	[-]	součinitel náhodného zvětšení břemene
P_m	[kW]	výkon motoru
P_{mp}	[kW]	požadovaný výkon elektromotoru zdvihu
P_p	[kW]	jmenovitý výkon
p_{dov1}	[MPa]	dovolený tlak pro materiál 11600
p_{dov2}	[MPa]	dovolený tlak
Q_{dyn}	[kg]	zatížení od svislých setrvačných sil
Q_{stat}	[kg]	zatížení od statických sil
R_{e11500}	[MPa]	mez kluzu u materiálu 11500
R_{e11600}	[MPa]	mez kluzu u materiálu 11600
S_b	[mm ²]	průřez bočnice
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	průřez čepu kladek
S_h	[mm ²]	průřez dřívku háku
s	[mm]	stoupání závitu
s_b	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu
s_{bmin}	[mm]	předběžná tloušťka stěny lanového bubnu
TN_2	[Nm]	výstupní krouticí moment převodovky
t	[mm]	rozteč lanových drážek
t_b	[s]	doba brzdění
t_{bmin}	[mm]	minimální tloušťka bočnice
$t_{bo\check{c}}$	[mm]	tloušťka bočnice
t_r	[s]	doba rozběhu
t_z	[m.s-1]	stoupání závitů
v_z	[m.s-1]	rychlost zdvihu
v_{zr}	[m.s-1]	reálná rychlost zdvihu
W_{kb}	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W_{o1}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu čepu příčnicku
W_{o2}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu těla příčnicku
W_{ob}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
$W_{o\check{c}}$	[mm ³]	průřezový modul v ohybu čepu kladek
x_0	[-]	výpočtový součinitel



y_0	[-]	výpočtový součinitel
y	[-]	výpočtový součinitel
z	[-]	počet větví lanového systému
z_1	[-]	počet závitů v jedné větvi lanového systému
z_{lmin}	[-]	teoretický počet závitů lana v jedné větvi lanového systému
z_n	[-]	závity navíc v jedné větvi lanového bubnu
α	[-]	součinitel nahrazující J2
α_1	[-]	součinitel tvaru
α_2	[-]	součinitel tvaru
α_b	[-]	součinitel závislý na druhu provozu
α_{vod}	[-]	součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky
α_{vyr}	[-]	součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky
β	[-]	bezpečnost brzdy, střední provoz
ε	[-]	zatěžovatel
ε_1	[s-2]	úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
ε_2	[s-2]	úhlové zpoždění
η	[-]	účinnost jedné kladky - valivé uložení
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
η_{kl}	[-]	účinnost kladkostroje
η_p	[-]	účinnost převodovky
ξ	[-]	momentová přetížitelnost motoru
π	[-]	konstanta
σ_{dov2}	[MPa]	dovolené napětí
σ_{dov3}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro materiál 11600
σ_{ob}	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{oč}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep kladek
σ_{odov1}	[MPa]	dovolené ohybové napětí
σ_{op1}	[MPa]	ohybové napětí v příčniku ve vzdálenosti d
σ_{opmax}	[MPa]	maximální ohybové napětí v příčniku
σ_{red1}	[MPa]	redukované napětí dle hypotézy HMM
σ_{red2}	[MPa]	redukované napětí
σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí v bočnici



σ_{th}	[MPa]	tahové napětí v háku
σ_{thdov}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
τ_{kb}	[MPa]	napětí v krutu
τ_{kbDov}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
$\tau_{kč}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Sestava kladnice DA-145162-00/00

Kusovník DA-145162-00/01

DA-145162-00/02

Vodící kladka DP-145162-01

Čep kladek DP-145162-02

Matice háku DP-145162-03

Příčník DP-145162-04

CD-ROM